

GEAR WHEEL VARIABLE TRANSMISSION WITH TWO SUB-GEARS ARRANGED PARALLEL TO EACH OTHER IN THE POWER FLOW

Patent number: EP1141580

Publication date: 2001-10-10

Inventor: GEIBERGER AXEL (DE); HEINZEL MARKUS (DE); KOLB ANDREAS (DE); SPERBER RALF (DE); STRAUB HEINRICH (DE); WOERNER GUENTER (DE)

Applicant: DAIMLER CHRYSLER AG (DE)

Classification:

- international: **F16H3/00; F16H3/097; F16H3/093; F16H61/688; F16H3/00; F16H3/08; F16H61/68; (IPC1-7): F16H3/00; F16H3/093**

- european: **F16H3/00F; F16H3/093B**

Application number: EP19990964641 19991221

Priority number(s): DE19981060250 19981224; DE19991018732 19990424; WO1999EP10240 19991221

Also published as:



WO0039484 (A1)

US6595077 (B1)

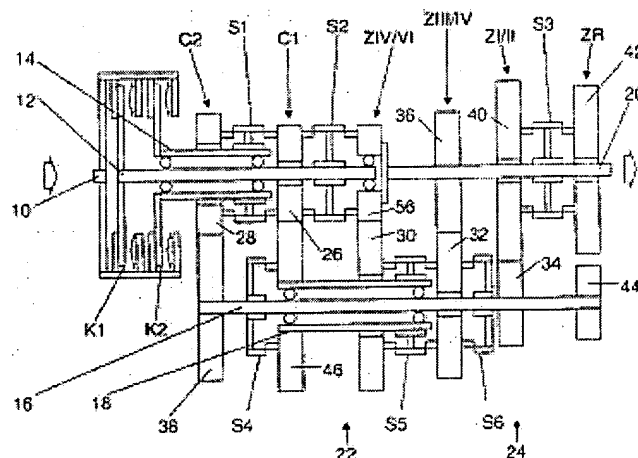
EP1141580 (B1)

Report a data error here

Abstract not available for EP1141580

Abstract of corresponding document: **US6595077**

A change-speed gearbox has an input shaft connected to an output shaft by at least one first and one second component transmission, arranged parallel to one another in the power flow and each having a frictional power-shift clutch and an intermediate shaft. The intermediate shaft can be operatively connected to the input shaft by the power-shift clutch, with at least one gearbox constant per component transmission. Each gearbox constant has a gearwheel on one of the two intermediate shafts, at least one of which can be operatively connected to a first layshaft arranged parallel to the input shaft. At least one gearbox constant can be brought into an operative connection with the first and the second power-shift clutch.



Data supplied from the **esp@cenet** database - Worldwide

(19)



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



(11)

EP 1 141 580 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:
13.08.2003 Patentblatt 2003/33

(51) Int Cl.7: **F16H 3/00, F16H 3/093**

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/EP99/10240

(21) Anmeldenummer: **99964641.7**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 00/039484 (06.07.2000 Gazette 2000/27)

(22) Anmeldetag: **21.12.1999**

**(54) ZAHNRÄDERWECHSELGETRIEBE MIT ZWEI IM KRAFTFLUSS PARALLEL ZUEINANDER
ANGEORDNETEN TEILGETRIEBEN**

**GEAR WHEEL VARIABLE TRANSMISSION WITH TWO SUB-GEARS ARRANGED PARALLEL TO
EACH OTHER IN THE POWER FLOW**

**BOITE A PIGNONS INTERCHANGEABLES COMPORTANT DEUX ENGRENAGES PARTIELS
PLACES PARALLELEMENT L'UN A L'AUTRE DANS LA CHAÎNE CINÉMATIQUE**

(84) Benannte Vertragsstaaten:
DE

(30) Priorität: **24.12.1998 DE 19860250**
24.04.1999 DE 19918732

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
10.10.2001 Patentblatt 2001/41

(60) Teilanmeldung:
03013221.1
03013222.9

(73) Patentinhaber: **DaimlerChrysler AG**
70567 Stuttgart (DE)

(72) Erfinder:

- **GEIBERGER, Axel**
D-70184 Stuttgart (DE)
- **HEINZEL, Markus**
D-73072 Donzdorf (DE)
- **KOLB, Andreas**
D-73249 Wernau (DE)
- **SPERBER, Ralf**
D-73240 Wendlingen (DE)
- **STRAUB, Heinrich**
D-70327 Stuttgart (DE)
- **WÖRNER, Günter**
D-71394 Kernen (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
DE-A- 3 131 156 **US-A- 4 658 663**
US-A- 4 823 628

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

EP 1 141 580 B1

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft ein Zahnräderwechselgetriebe mit zwei im Kraftfluß parallel zueinander angeordneten Teilgetrieben nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

[0002] Die in Kraftfahrzeugen vorherrschenden Handschaltgetriebe mit einer Reibkupplung sind einfach und robust, haben jedoch den Nachteil, daß während des Gangwechsels eine Zugkraftunterbrechung auftritt. Konventionelle Automatikgetriebe mit einem hydrodynamischen Wandler vermeiden zwar eine Zugkraftunterbrechung während des Gangwechsels, besitzen jedoch aufgrund des Wandlers einen schlechteren Wirkungsgrad als Handschaltgetriebe. Ferner besitzen sie ein höheres Gewicht und sind kostenintensiver.

[0003] Bei Zahnräderwechselgetrieben mit zwei reibschlüssigen Lastschaltkupplungen und zwei im Kraftfluß parallel zueinander angeordneten Teilgetrieben können Gangwechsel unter Last durchgeführt werden, und zwar mit einer Überschneidungssteuerung der Lastschaltkupplungen. Damit können kostengünstige Automatikgetriebe mit einem guten Wirkungsgrad erreicht werden. In der Regel sind die geraden Getriebegänge dem einen Teilgetriebe und die ungeraden Getriebegänge dem anderen Teilgetriebe zugeordnet, so daß sequentiell unter Last geschaltet werden kann, jedoch nicht ohne weiteres einzelne Getriebegänge übersprungen werden können, sogenanntes Doppelhochschalten bzw. Doppelrückschalten.

[0004] Aus der DE 31 31 156 A1 ist ein gattungsgemäßes Doppelkupplungsgetriebe mit zwei Zwischenwellen und zwei Getriebekonstanten bekannt. Jede der beiden Getriebekonstanten weist ein Zahnrad auf einer der beiden Zwischenwellen auf. Jedes der beiden Zahnräder ist mit einer parallel zur Eingangswelle angeordneten Vorgelegewelle wirkungsmäßig verbindbar.

[0005] Aus der US 4,658,663 ist ein Zahnräderwechselgetriebe bekannt. Bei dem Zahnräderwechselgetriebe ist eine Eingangswelle mit einer Ausgangswelle durch ein erstes und ein zweites Teilgetriebe verbunden, die im Kraftfluß parallel zueinander angeordnet sind und je eine reibschlüssige Lastschaltkupplung aufweisen. Mit den Lastschaltkupplungen sind konzentrisch zueinander angeordnete Zwischenwellen der Teilgetriebe mit der Eingangswelle verbindbar. Die Zwischenwellen sind über Getriebekonstanten, über eine gemeinsame, parallel zur Eingangswelle angeordnete Vorgelegewelle und über Zahnradpaare mit der Ausgangswelle wirkungsmäßig verbindbar. Die Zahnradpaare für die Vorwärtsgtriebegänge I, III, und IV sowie das Zahnradpaar für den Rückwärtsgtriebegang gehören dem ersten Teilgetriebe an. Der vierte Getriebegang ist als direkter Getriebegang ausgelegt und kann durch Einrücken eines Schaltelements zwischen der Ausgangswelle und der Zwischenwelle des ersten Teilgetriebes geschaltet werden.

[0006] Dem zweiten Teilgetriebe gehören die Zahn-

radpaare der Vorwärtsgänge II und V sowie ein zusätzliches Zahnradpaar an, deren Übersetzung gleich der Übersetzung des dritten Getriebegangs ist, dessen Zahnradpaar dem ersten Teilgetriebe angehört. Im ersten Teilgetriebe ist eine Zahnradkupplung für den dritten Getriebegang und die Direktkupplung für den vierten Getriebegang zu, einer Wechselkupplung mit einer gemeinsamen Schaltschiebemuffe zusammengefaßt, welche mit einem Losrad des Zahnradpaars für den dritten Getriebegang oder mit der Ausgangswelle kuppelbar ist.

[0007] Zwar sind ohne Unterbrechung der Drehmomentübertragung bei dem Zahnräderwechselgetriebe alle Doppelrückschaltungen und Doppelhochschaltungen möglich, jedoch erfordern die Schaltungen vom direkten vierten Getriebegang zu dem ersten und dritten Getriebegang, deren Zahnradpaare ebenfalls dem ersten Teilgetriebe angehören, die zwischenzeitliche Einschaltung des zusätzlichen Zahnradpaars des dritten Getriebegangs. Zum Anfahren aus dem ersten Getriebegang wird stets die erste Lastschaltkupplung des ersten Teilgetriebes genutzt, wodurch an dieser gegenüber der zweiten Lastschaltkupplung ein erhöhter Verschleiß auftritt.

[0008] Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, ein gattungsgemäßes Zahnräderwechselgetriebe weiterzuentwickeln, insbesondere deren Bauaufwand, Kosten und Gewicht zu reduzieren und den Wirkungsgrad zu erhöhen. Sie wird gemäß der Erfindung durch die Merkmale des unabhängigen Anspruchs gelöst. Weitere Ausgestaltungen ergeben sich aus den Unteransprüchen.

[0009] Die Erfindung geht aus von einem Zahnräderwechselgetriebe, bei dem eine Eingangswelle mit einer Ausgangswelle durch zumindest ein erstes und ein zweites Teilgetriebe verbunden ist, die im Kraftfluß parallel zueinander angeordnet sind. Jedes Teilgetriebe besitzt eine reibschlüssige Lastschaltkupplung und eine Zwischenwelle, wobei jeweils die Zwischenwelle über die Lastschaltkupplung mit der Eingangswelle wirkungsmäßig verbindbar ist. Ferner besitzt das Zahnräderwechselgetriebe zumindest eine Getriebekonstante je Teilgetriebe, die jeweils ein Zahnrad auf einer der beiden Zwischenwellen aufweisen, von denen jedes mit einer zugehörigen parallel zur Eingangswelle angeordneten Vorgelegewelle wirkungsmäßig verbindbar ist.

[0010] Es wird vorgeschlagen, daß zumindest eine Getriebekonstante mit der ersten und der zweiten Lastschaltkupplung in Wirkverbindung bringbar ist. Vorteilhaft kann von beiden Lastschaltkupplungen über zumindest eine Getriebekonstante auf eine Vorgelegewelle abgetrieben werden. Es können mit einer bestimmten Anzahl von Zahnradpaaren besonders viele Lastschaltmöglichkeiten und insbesondere zumindest die wichtigsten Doppelhoch- und Doppelrückschaltungen unter Last ohne zusätzliche Zahnradpaare erreicht werden. Ist zumindest ein Zahnrad der Getriebekonstanten auf einer Zwischenwelle als Losrad ausgeführt und über

wenigstens ein Schaltelement mit der ersten Lastschaltkupplung und über ein Schaltelement mit der zweiten Lastschaltkupplung in Wirkverbindung bringbar bzw. vorzugsweise direkt über jeweils ein Schaltelement mit jeweils einer Zwischenwelle verbindbar, kann eine Getriebekonstante besonders konstruktiv einfach, platzsparend und mit einem hohen Wirkungsgrad bzw. mit geringen Verlusten durch Zahneingriffe mit der ersten und der zweiten Lastschaltkupplung in Wirkverbindung gebracht werden.

[0011] Weitere Freiheitsgrade bezüglich verschiedener Schaltmöglichkeiten können ferner erreicht werden, indem das Zahnrad der ersten Getriebekonstanten auf der ersten Zwischenwelle und das Zahnrad der zweiten Getriebekonstanten auf der zweiten Zwischenwelle als Losräder ausgeführt sind. Ferner kann erreicht werden, daß bei sämtlichen Getriebegängen beide Lastschaltkupplungen geschlossen werden können.

[0012] Ist zumindest die dem niedrigsten Getriebegang zugeordnete Getriebekonstante mit der ersten und der zweiten Lastschaltkupplung in Wirkverbindung bringbar, kann vorteilhaft wahlweise die erste, die zweite oder beide Lastschaltkupplungen zum Anfahren genutzt werden. Die sich aus dem Anfahrvorgang ergebende Belastung kann auf beide Lastschaltkupplungen verteilt werden. Eine überhöhte Temperatur kann trotz kostengünstiger Dimensionierung vermieden, der Verschleiß reduziert und die Wartungsintervalle können verlängert werden. Ferner kann bei Ausfall einer Lastschaltkupplung die zweite Lastschaltkupplung zum Anfahren aus dem ersten Getriebegang genutzt und die Mobilitätssicherheit erhöht werden.

[0013] Die Lastschaltkupplungen können auch unterschiedlich für verschiedene Anfahrvorgänge ausgelegt werden und/oder einzeln oder gemeinsam zum Anfahren aus einem höheren Getriebegang genutzt werden. Die Lastschaltkupplungen werden vorteilhaft abhängig von zumindest einem Betriebsparameter einzeln oder gemeinsam zum Anfahren genutzt, beispielsweise abhängig von einer an den Lastschaltkupplungen erfaßten Belastung, Reibung, Temperatur und/oder Verschleiß usw.

[0014] Ferner wird vorgeschlagen, daß die Lastschaltkupplung des ersten Teilgetriebes über die erste Getriebekonstante mit einer zur Eingangswelle parallelen zweiten Vorgelegewelle in Wirkverbindung bringbar ist, welche durch zumindest ein dem ersten Teilgetriebe zugeordnetes Zahnradpaar mit der Ausgangswelle in Wirkverbindung bringbar ist. Durch die zuschaltbare zweite Vorgelegewelle kann ein zusätzlicher Drehmomentpfad geschaffen werden. Ist insbesondere die Ausgangswelle durch ein ein- und ausrückbares Schaltelement zur Bildung eines direkten Getriebegangs mit der Zwischenwelle des ersten Teilgetriebes verbindbar, können vorteilhaft drei Drehmomentpfade zwischen der Eingangswelle und der Ausgangswelle geschaffen werden. Die Drehmomentpfade können wechselweise genutzt werden und insbesondere kann eine Doppelrück-

schaltung aus dem direkten Getriebegang und eine Doppelhochschaltung auf den direkten Getriebegang unter Last ohne zusätzliches Zahnradpaar ermöglicht werden.

[0015] In einer Ausgestaltung der Erfindung wird vorgeschlagen, daß der direkte Getriebegang der höchste Getriebegang ist. Es kann insbesondere bei Fahrten auf Landstraßen und auf Autobahnen bei hohen Geschwindigkeiten ein guter Wirkungsgrad erreicht werden. Verluste durch Zahneingriffe können vermieden werden.

[0016] Ein besonders platzsparendes Zahnradwechselgetriebe mit wenigen Zahnradpaaren und einer hohen Anzahl an Lastschaltmöglichkeiten, insbesondere mit Doppelhoch- und Doppelrückschaltmöglichkeiten unter Last, kann damit erreicht werden, daß die Getriebekonstanten voneinander verschieden sind und zumindest eine Getriebekonstante über beide Vorgelegewellen mit der Ausgangswelle in Wirkverbindung bringbar ist. Sind zumindest zwei Getriebekonstanten mit jeder Vorgelegewelle wirkungsmäßig verbindbar, kann besonders vorteilhaft jedes Zahnradpaar mit zumindest zwei Getriebekonstanten in Wirkverbindung gebracht werden. Jedem Zahnradpaar können zumindest zwei Getriebegänge oder mit mehr als zwei Getriebekonstanten mehr als zwei Getriebegänge zugeordnet werden.

[0017] Die Getriebekonstanten können bei verschiedenen, dem Fachmann als geeignet erscheinenden Ausführungsformen mit beiden Vorgelegewellen verbunden werden. Besonders platzsparend und kostengünstig kann dies jedoch mit zwei zueinander konzentrisch angeordneten Vorgelegewellen erreicht werden, die durch ein Schaltelement miteinander wirkungsmäßig verbindbar sind. Das Schaltelement ist dabei vorteilhaft platzsparend auf der den Lastschaltkupplungen zugewandten Seite der zweiten Vorgelegewelle angeordnet.

[0018] Die erfindungsgemäße Lösung, daß zumindest eine Getriebekonstante mit beiden Lastschaltkupplungen in Wirkverbindung bringbar ist und die erfindungsgemäße Lösung, daß zumindest eine Vorgelegewelle mit beiden Getriebekonstanten in Wirkverbindung bringbar ist, tragen unabhängig voneinander dazu bei, die Lastschaltmöglichkeiten und den Wirkungsgrad zu erhöhen, Zahnradpaare einzusparen und insbesondere neben einem sequentiellen Schalten unter Last Doppelhochschaltungen und Doppelrückschaltungen unter Last zu ermöglichen. Die Lösungen sind zwar unabhängig voneinander, sie werden jedoch besonders vorteilhaft gemeinsam in einem Zahnradwechselgetriebe angewendet.

[0019] In einer Ausgestaltung wird vorgeschlagen, daß ein dem ersten Teilgetriebe zugeordnetes Zahnradpaar und ein dem zweiten Teilgetriebe zugeordnetes Zahnradpaar einem dem direkten Getriebegang nächst kleineren Getriebegang zugeordnet ist, wodurch insbesondere Doppelrückschaltungen und Doppelhochschaltungen auf und aus diesem Getriebegang und Last

ermöglicht werden können. Eine Doppelrückschaltung aus dem dem direkten Getriebegang nächst kleineren Getriebegang wird häufig für Überholvorgänge benötigt und gilt als wichtiger Schaltvorgang.

[0020] Der Gangwechsel vom ersten in den zweiten Getriebegang findet häufig unter hoher Last statt. Um einen besonders komfortablen Gangwechsel zu ermöglichen, ist ein Zahnradpaar vorteilhaft dem niedrigsten und dem zweitniedrigsten Getriebegang zugeordnet. In einer Neutralstellung können die Schaltelemente für den zweiten Getriebegang vorgewählt werden, so daß nach dem Anfahren aus dem ersten Getriebegang allein durch eine Überschneidungssteuerung der Lastschaltkupplungen vom ersten in den zweiten Getriebegang geschaltet werden kann.

[0021] In einer weiteren Ausgestaltung wird ferner vorgeschlagen, daß das Zahnradpaar von den den Vorwärtsgetriebegängen zugeordneten Zahnradpaaren am nächsten zu einer Wellenlagerung der Ausgangswelle in einem Getriebegehäuse angeordnet ist. Durchbiegung der Wellen und der Verschleiß können reduziert werden.

[0022] Um einen geringen Wellenabstand und damit einen kleinen Bauraum des Getriebes und ein kleines Gewicht zu erreichen, ist vorteilhaft ein Zahnrad für den höchsten Getriebegang auf der Vorgelegewelle angeordnet, die einen größeren Durchmesser aufweist als die andere Vorgelegewelle. Der große Durchmesser kann vorteilhaft zur Übersetzung genutzt werden. Ferner kann ein kleiner Wellenabstand und ein kleines Bauvolumen erreicht werden, indem Schaltelemente der Teilgetriebe axial versetzt angeordnet sind. Ein durch die Schaltelemente bedingter, unnötig großer Wellenabstand kann vermieden werden.

[0023] In einer vorteilhaften Ausgestaltung für einen breiten Anwendungsbereich sind neben den zwei Getriebekonstanten drei Zahnradpaare für sechs verschiedene Vorwärtsgetriebegänge und ein Zahnradpaar für zumindest einen Rückwärtsgetriebegang angeordnet. Ein Zahnrad des dem vierten und sechsten Getriebegang zugeordneten Zahnradpaars ist auf der zweiten Vorgelegewelle und ein Zahnrad des dem dritten und vierten Getriebegang zugeordneten Zahnradpaars und ein Zahnrad des dem ersten und zweiten Getriebegang zugeordneten Zahnradpaars ist auf der ersten Vorgelegewelle angeordnet.

[0024] Eine vorteilhafte Variante besteht ferner darin, daß ein Zahnrad des dem dritten und sechsten Getriebegang zugeordneten Zahnradpaars auf der zweiten Vorgelegewelle und ein Zahnrad des dem zweiten und vierten Getriebegang zugeordneten Zahnradpaars und ein Zahnrad des dem ersten und zweiten Getriebegang zugeordneten Zahnradpaars auf der ersten Vorgelegewelle angeordnet ist. Es kann vorteilhaft eine progressive Stufung des Zahnradwechselgetriebes und/oder ein erster Getriebegang mit einer hohen Übersetzung erreicht werden, beispielsweise für den Einsatz bei einer Brennkraftmaschine mit einem Turbolader, bei einer

Brennkraftmaschine mit einer geringen Leistung und/oder bei einem Geländekraftfahrzeug usw.

[0025] Eine vorteilhafte Stufung der Getriebegänge, insbesondere einen großen Übersetzungsunterschied zwischen dem zweiten und dem vierten Getriebegang und/oder mit einer progressiven Kennlinie kann erreicht werden, indem auf der ersten Vorgelegewelle zumindest ein Zahnrad für einen vierten Getriebegang und ein Zahnrad für einen ersten und einen zweiten Getriebegang und auf einer zweiten Vorgelegewelle zumindest ein Zahnrad für einen sechsten und ein Zahnrad für einen dritten Getriebegang angeordnet ist. Dabei können platzsparend viele Lastschaltmöglichkeiten und Freiheitsgrade für eine bestimmte Stufung der Getriebegänge erreicht werden, indem die Zahnräder auf der zweiten Vorgelegewelle für den dritten und den sechsten Getriebegang jeweils als Losrad ausgeführt sind und über ein gemeinsames Schaltelement mit der zweiten Vorgelegewelle wirkungsmäßig verbindbar sind. Ferner können insbesondere beim II bis VI Getriebegang beide Lastschaltkupplungen geschlossen werden. Verluste, insbesondere infolge von Schleppmomenten, und Verschleiß, insbesondere an einem Axiallager einer Kurbelwelle und an einem Ausrücklager der Lastschaltkupplungen können reduziert und die Lebensdauer kann erhöht werden.

[0026] Weitere Vorteile ergeben sich aus der folgenden Zeichnungsbeschreibung. In der Zeichnung sind Ausführungsbeispiele der Erfindung dargestellt. Die Beschreibung und die Ansprüche enthalten zahlreiche Merkmale in Kombination. Der Fachmann wird die Merkmale zweckmäßigerweise auch einzeln betrachten und zu sinnvollen weiteren Kombinationen zusammenfassen.

[0027] Es zeigt:

Fig. 1 eine schematische Darstellung eines Zahnradwechselgetriebes,

Fig. 2 eine Übersicht über mögliche Gangwechsel mit entsprechend geschalteten Schaltelementen,

Fig. 3 eine Variante nach Fig. 1 mit einer abweichenden Zuordnung von Zahnradpaaren zu Getriebegängen und

Fig. 4 eine Variante nach Fig. 1 mit einem sechsten direkten Getriebegang.

[0028] Fig. 1 zeigt ein erfindungsgemäßes Zahnradwechselgetriebe, bei dem eine Eingangswelle 10 mit einer Ausgangswelle 20 durch ein erstes Teilgetriebe 22 und ein zweites Teilgetriebe 24 verbunden ist, die im Kraftfluß parallel zueinander angeordnet sind. Die Teilgetriebe 22, 24 besitzen je eine reibschlüssige Lastschaltkupplung K1, K2 und je eine Zwischenwelle 12, 14. Die Zwischenwellen 12, 14 sind zueinander konzen-

trisch und zur Eingangswelle 10 koaxial angeordnet und können jeweils über die Lastschaltkupplung K1, K2 mit der Eingangswelle 10 wirkungsmäßig verbunden werden.

[0029] Die erste Zwischenwelle 12 des ersten Teilgetriebes 22 ist einerseits mit der Ausgangswelle 20 durch eine ein- und ausrückbare Zahnradkupplung S2 zur Bildung eines direkten fünften Getriebegangs V und andererseits durch die Zahnradkupplung S2 über eine erste Getriebekonstante C1 mit einer zur Ausgangswelle 20 parallelen, als Hohlwelle ausgeführten Vorgelegewelle 18 wirkungsmäßig verbindbar.

[0030] Die Vorgelegewelle 18 des ersten Teilgetriebes 22 ist durch ein Zahnradpaar ZIV/VI zur Bildung des höchsten und des zweithöchsten Getriebegangs IV, VI mit der Ausgangswelle 20 verbunden. Die zweite Vorgelegewelle 18 besitzt einen größeren Durchmesser als die erste Vorgelegewelle 16. Der große Durchmesser wird vorteilhaft zur Übersetzung genutzt, und zwar insbesondere für den höchsten Getriebegang VI.

[0031] Das Zahnradpaar ZIV/VI besitzt ein mit der Ausgangswelle 20 drehfest verbundenes Festrad 56, das mit einem Losrad 30 kämmt. Das Losrad 30 ist konzentrisch und drehbar auf der Vorgelegewelle 18 angeordnet und mit der Vorgelegewelle 18 durch eine ein- und ausrückbare Zahnradkupplung S5 kuppelbar. Im Festrad 56 ist die Zwischenwelle 12 gelagert, wodurch insbesondere Baulänge eingespart werden kann.

[0032] Ferner ist die Vorgelegewelle 18 des ersten Teilgetriebes 22 über ein Zahnradpaar ZIII/IV zur Bildung des dritten und des vierten Getriebegangs III, IV mit der Ausgangswelle 20 wirkungsmäßig verbindbar. Das Zahnradpaar ZIII/IV besitzt ein Festrad 36, das auf der Ausgangswelle 20 konzentrisch und drehfest angeordnet ist und ein Losrad 32, das konzentrisch und drehbar auf einer weiteren zur Ausgangswelle 20 parallelen Vorgelegewelle 16 angeordnet ist. Das Losrad 32 ist über die ein- und ausrückbare Zahnradkupplung S5 mit der Vorgelegewelle 18 und mit einer Zahnradkupplung S6 mit der Vorgelegewelle 16 kuppelbar.

[0033] Die zweite als Hohlwelle ausgebildete Zwischenwelle 14 des zweiten Teilgetriebes 24 ist über eine zweite Getriebekonstante C2 mit der Vorgelegewelle 16 verbunden, die die Vorgelegewelle 18 des ersten Teilgetriebes 22 mit Spiel durchsetzt. Die zweite Getriebekonstante C2 besitzt ein auf der Zwischenwelle 14 konzentrisch und drehbar angeordnetes Losrad 28, das über eine Zahnradkupplung S1 mit der Zwischenwelle 14 kuppelbar ist, und ein mit der Vorgelegewelle 16 konzentrisch und drehfest verbundenes Festrad 38. Die dem zweiten Teilgetriebe 24 angehörige Vorgelegewelle 16 ist über das Zahnradpaar ZIII/IV für den dritten und vierten Getriebegang III, IV, über ein Zahnradpaar ZI/II für den ersten und den zweiten Getriebegang I, II und über ein Zahnradpaar ZR für zwei Rückwärtsgetriebegänge R mit der Ausgangswelle 20 verbunden. Ein Rückwärtsgetriebegang kann beispielsweise für einen Winterbetrieb und ein Rückwärtsgang kann beispiels-

weise für einen Sommerbetrieb ausgelegt werden. Das Zahnradpaar ZI/II für den ersten und den zweiten Getriebegang I, II besitzt ein auf der Ausgangswelle 20 konzentrisch und drehbar angeordnetes Losrad 40, das mit einer Zahnradkupplung S3 mit der Ausgangswelle 20 kuppelbar ist, und ein auf der Vorgelegewelle 16 konzentrisch und drehfest angeordnetes Festrad 34.

[0034] Das Zahnradpaar ZR für die Rückwärtsgetriebegänge R besitzt ein auf der Ausgangswelle 20 konzentrisch und drehbar angeordnetes Losrad 42, das durch die ein- und ausrückbare Zahnradkupplung S3 mit der Ausgangswelle 20 kuppelbar ist, und ein Festrad 44, das konzentrisch und drehfest mit der Vorgelegewelle 16 verbunden ist. Zwischen dem Losrad 42 und dem Festrad 44 des Zahnradpaars ZR ist ein nicht näher dargestelltes Zahnrad zur Drehsinnumkehr angeordnet.

[0035] Die erste Getriebekonstante C1 weist ein auf der Vorgelegewelle 16 konzentrisch und drehfest angeordnetes Festrad 46 auf, das mit einem auf der Zwischenwelle 12 des ersten Teilgetriebes 22 konzentrisch und drehbar angeordneten Losrad 26 kämmt. Das Losrad 26 kann durch die ein- und ausrückbare Zahnradkupplung S2 mit der Zwischenwelle 12 des ersten Teilgetriebes 22 und durch die Zahnradkupplung S1 mit der Zwischenwelle 14 des zweiten Teilgetriebes 24 verbunden werden. Die zweite Lastschaltkupplung K2 bzw. die zweite Zwischenwelle 14 ist dadurch neben der zweiten Getriebekonstanten C2 mit der ersten Getriebekonstanten C1 wirkungsmäßig verbindbar. Die erste Getriebekonstante C1 kann durch die Zahnradkupplungen S1 und S2 wahlweise mit der ersten, der zweiten oder mit beiden Lastschaltkupplungen K1, K2 in Wirkverbindung gebracht werden.

[0036] Ferner kann die Zwischenwelle 14 des zweiten Teilgetriebes 24 über die zweite Getriebekonstante C2 durch eine ein- und ausrückbare Zahnradkupplung S4 mit dem Festrad 46 der Getriebekonstanten C1 und damit mit der Vorgelegewelle 18 des ersten Teilgetriebes 22 und über das dem ersten Teilgetriebe 22 zugeordneten Zahnradpaar ZIV/VI mit der Ausgangswelle 20 wirkungsmäßig verbunden werden. Die Zahnradkupplung S4 ist auf der den Lastschaltkupplungen K1, K2 zugewandten Seite der zweiten Vorgelegewelle 18 angeordnet. Die Zwischenwelle 12 kann über die erste Getriebekonstante C1 vorteilhaft durch die ein- und ausrückbare Zahnradkupplung S4 mit der Vorgelegewelle 16 und über die dem zweiten Teilgetriebe 24 zugeordneten Zahnradpaare ZIII/IV, ZI/II, ZR mit der Ausgangswelle 20 wirkungsmäßig verbunden werden. Mit jeder Getriebekonstanten C1 und C2 kann jeweils über jedes Zahnradpaar ZI/II, ZIII/IV, ZIV/VI, ZR auf die Ausgangswelle 20 abgetrieben werden. Die Getriebekonstanten C1 und C2 sind verschieden, so daß jedes Zahnradpaar ZI/II, ZIII/IV, ZIV/VI, ZR zwei Getriebegängen zugeordnet ist.

[0037] In Fig. 2 ist eine Übersicht über mögliche Gangwechsel unter Last jeweils von einem Quellgang Q zu einem Zielgang Z dargestellt. Die möglichen Gangwechsel sind mit X gekennzeichnet. Unter GS sind je-

weils die geschalteten Zahnradkupplungen aufgeführt. Sind neben einer Neutralstellung der Zahnradkupplung zwei Schaltstellungen möglich, ist jeweils zu der Zahnradkupplung die gekuppelte Getriebekonstante bzw. das gekuppelte Zahnradpaar genannt. Mit den zwei Getriebekonstanten C1 und C2 und den drei Zahnradpaaren ZI/II, ZIII/IV, ZIV/VI können sechs verschiedene Vorwärtsgetriebegänge I, II, III, IV, V, VI erreicht werden, wobei der erste Getriebe- $I_{1,2}$ zweimal, der dritte Getriebe- $III_{1,2}$ zweimal und der vierte Getriebe- $IV_{1,2,3}$ dreimal vorkommt.

Gangwechsel I_1 -II

[0038] Beim Anfahren mit der ersten Lastschaltkupplung K1 aus dem ersten Getriebe- I_1 kuppelt die Zahnradkupplung S2 das Losrad 26 der ersten Getriebekonstanten C1 mit der Zwischenwelle 12, die Zahnradkupplung S4 kuppelt das Festrad 46 der ersten Getriebekonstanten C1 mit der Vorgelegewelle 16 und die Zahnradkupplung S3 kuppelt das Losrad 40 des Zahnradpaars ZI/II mit der Ausgangswelle 20. Der Kraftfluß verläuft von der Eingangswelle 10 über die erste Lastschaltkupplung K1, die Zwischenwelle 12, die Zahnradkupplung S2, die Getriebekonstante C1, die Zahnradkupplung S4, die Vorgelegewelle 16, das Zahnradpaar ZI/II und über die Zahnradkupplung S3 zur Ausgangswelle 20.

[0039] Die Zahnradkupplung S1 kuppelt vorteilhaft bereits vor dem Anfahren aus dem ersten Getriebe- I_1 bzw. in einer Neutralstellung des Zahnradwechselgetriebes das Losrad 28 der zweiten Getriebekonstanten C2 mit der Zwischenwelle 14, so daß allein durch eine Überschneidungssteuerung von der Lastschaltkupplung K1 auf die Lastschaltkupplung K2 bzw. durch ein gleichzeitiges Auskuppeln der ersten und Einkuppeln der zweiten Lastschaltkupplung K2 vom ersten in den zweiten Getriebe- I_1 -II unter Last geschaltet werden kann. Im zweiten Getriebe- II verläuft der Kraftfluß von der Eingangswelle 10 über die zweite Lastschaltkupplung K2, die Zwischenwelle 14, die Zahnradkupplung S1, die Getriebekonstante C2, die Vorgelegewelle 16, das Zahnradpaar ZI/II und über die Zahnradkupplung S3 zur Ausgangswelle 20. Die Zahnradkupplungen S2 und S4 können im zweiten Getriebe- II ohne Last ausgekuppelt werden.

Gangwechsel II-III₁

[0040] Zum Schalten vom zweiten in den dritten Getriebe- III_1 wird das Losrad 26 der Getriebekonstanten C1 durch die Zahnradkupplung S2 mit der Zwischenwelle 12 und das Losrad 32 des Zahnradpaars ZI/IV durch die Zahnradkupplung S5 mit der Vorgelegewelle 18 gekuppelt. Mit einer Überschneidungssteuerung von der Lastschaltkupplung K2 auf die Lastschaltkupplung K1 wird unter Last vom zweiten in den dritten Getriebe- II -III₁ geschaltet. Im dritten Getriebe- III_1

verläuft der Kraftfluß von der Eingangswelle 10 über die erste Lastschaltkupplung K1, die Zwischenwelle 12, die Zahnradkupplung S2, die Getriebekonstante C1, die Vorgelegewelle 18, die Zahnradkupplung S5 und über das Zahnradpaar ZIII/IV zur Ausgangswelle 20. Die Zahnradkupplungen S1 und S3 können ohne Last ausgekuppelt werden.

Gangwechsel III₁-IV₁

[0041] Zum Schalten aus dem dritten in den vierten Getriebe- III_1 -IV₁ wird das Losrad 28 der Getriebekonstanten C2 durch die Zahnradkupplung S1 mit der Zwischenwelle 14 und das Losrad 32 des Zahnradpaars ZIII/IV mit der Vorgelegewelle 16 gekuppelt. Mit einer Überschneidungssteuerung von der Lastschaltkupplung K1 auf die Lastschaltkupplung K2 wird vom dritten in den vierten Getriebe- III_1 -IV₁ unter Last geschaltet. Der Kraftfluß verläuft im vierten Getriebe- IV_1 von der Eingangswelle 10 über die zweite Lastschaltkupplung K2, die Zwischenwelle 14, die Zahnradkupplung S1, die Getriebekonstante C2, die Vorgelegewelle 16, die Zahnradkupplung S6 und über das Zahnradpaar ZIII/IV zur Ausgangswelle 20. Die Zahnradkupplungen S2 und S5 können ohne Last ausgekuppelt werden.

Gangwechsel IV₁-V

[0042] Zum Schalten vom vierten Getriebe- IV_1 in den fünften Getriebe- V wird die Zwischenwelle 12 durch die Zahnradkupplung S2 mit dem Festrad 56 des Zahnradpaars ZIV/VI und damit mit der Ausgangswelle 20 gekuppelt. Durch eine Überschneidungssteuerung von der Lastschaltkupplung K2 auf die Lastschaltkupplung K1 wird vom vierten in den fünften Getriebe- IV_1 -V unter Last geschaltet. Der Kraftfluß im fünften Getriebe- V verläuft von der Eingangswelle 10 über die erste Lastschaltkupplung K1, die Zwischenwelle 12, die Zahnradkupplung S2 und über das Festrad 56 des Zahnradpaars ZIV/VI zur Ausgangswelle 20. Die Zahnradkupplungen S1 und S6 können ohne Last ausgekuppelt werden.

Gangwechsel V-VI

[0043] Zum Schalten vom fünften in den sechsten Getriebe- V -VI, wird das Losrad 28 der Getriebekonstanten C2 durch die Zahnradkupplung S1 mit der Zwischenwelle 14, die Vorgelegewelle 16 durch die Zahnradkupplung S4 mit dem Festrad 46 der Getriebekonstanten C1 und das Losrad 30 des Zahnradpaars ZIV/VI durch die Zahnradkupplung S5 mit der Vorgelegewelle 18 gekuppelt. Durch eine Überschneidungssteuerung von der Lastschaltkupplung K1 auf die Lastschaltkupplung K2 wird vom fünften in den sechsten Getriebe- V -VI unter Last geschaltet. Der Kraftfluß verläuft im sechsten Getriebe- VI von der Eingangswelle 10 über die zweite Lastschaltkupplung K2, die Zwischen-

welle 14, die Zahnradkupplung S4, die Vorgelegewelle 18, die Zahnradkupplung S5 und über das Zahnradpaar ZIV/VI zur Ausgangswelle 20. Die Zahnradkupplung S2 kann ohne Last ausgekuppelt werden.

[0044] Entsprechend dem sequentiellen Hochschalten vom ersten bis zum sechsten Getriebegang I_1 -VI kann sequentiell vom sechsten bis zum ersten Getriebegang VI- I_1 unter Last zurückgeschaltet werden.

Rückwärtsgetriebegang R

[0045] In einem Rückwärtsgetriebegang R ist die Lastschaltkupplung K2 geschlossen, die Zahnradkupplung S1 kuppelt das Losrad 28 der Getriebekonstanten C2 mit der Zwischenwelle 14 und die Zahnradkupplung S3 kuppelt das Losrad 42 des Zahnradpaars ZR mit der Ausgangswelle 20. Der Kraftfluß verläuft von der Eingangswelle 10 über die Lastschaltkupplung K2, die Zwischenwelle 14, die Zahnradkupplung S1, die Getriebekonstante C2, die Vorgelegewelle 16, das Zahnradpaar ZR und über die Zahnradkupplung S3 zur Ausgangswelle 20. Daneben kann auch ein zweiter Rückwärtsgetriebegang mit der Getriebekonstanten C1 geschaltet werden.

Gangwechsel $I_{1,2}$ -II

[0046] Anstatt allein mit der ersten Lastschaltkupplung K1, kann gemeinsam mit der ersten und der zweiten Lastschaltkupplung K2 oder auch allein mit der zweiten Lastschaltkupplung K2 aus dem ersten Getriebegang I_2 angefahren werden. Beim Anfahren aus dem ersten Getriebegang $I_{1,2}$ mit beiden Lastschaltkupplungen K1, K2 sind beide Lastschaltkupplungen K1, K2 geschlossen. Die Zahnradkupplung S1 kuppelt die Zwischenwelle 14 und die Zahnradkupplung S2 kuppelt die Zwischenwelle 12 mit dem Losrad 26 der Getriebekonstanten C1. Die Zahnradkupplung S4 kuppelt die Getriebekonstante C1 mit der Vorgelegewelle 16 und die Zahnradkupplung S3 kuppelt das Losrad 40 des Zahnradpaars ZI/II mit der Ausgangswelle 20. Der Kraftfluß läuft von der Eingangswelle 10 über die Lastschaltkupplungen K1, K2, über die Zwischenwellen 12, 14, über die Zahnradkupplungen S1, S2, die Getriebekonstante C1, die Zahnradkupplung S4, die Vorgelegewelle 16, das Zahnradpaar ZI/II und über die Zahnradkupplung S3 zur Ausgangswelle 20. Sinkt die Differenzdrehzahl in den Lastschaltkupplungen K1, K2 auf Null, wird die Lastschaltkupplung K2 geöffnet.

[0047] Wird allein mit der zweiten Lastschaltkupplung K2 aus dem ersten Getriebegang I_2 angefahren, kann durch Übergabe an die Lastschaltkupplung K1 ohne Zugkraftunterbrechung oder direkt mit Zugkraftunterbrechung in den zweiten Getriebegang II geschaltet werden.

Gangwechsel II-IV₂, IV₂-II

[0048] Zum Doppelhochschalten aus dem zweiten in den vierten Getriebegang II-IV₂ wird das Losrad 26 der Getriebekonstanten C1 durch die Zahnradkupplung S2 mit der Zwischenwelle 12 und das Losrad 30 des Zahnradpaars ZIV/VI durch die Zahnradkupplung S5 mit der Vorgelegewelle 18 gekuppelt. Durch Überschneidungssteuerung von der Lastschaltkupplung K2 auf die Lastschaltkupplung K1 kann vom zweiten in den vierten Getriebegang II-IV₂ unter Last geschaltet werden. Der Kraftfluß verläuft im vierten Getriebegang IV₂ von der Eingangswelle 10 über die erste Lastschaltkupplung K1, die Zwischenwelle 12, die Zahnradkupplung S2, die Getriebekonstante C1, die Vorgelegewelle 18, die Zahnradkupplung S5 und über das Zahnradpaar ZIV/VI zur Ausgangswelle 20. Die Zahnradkupplungen S1 und S3 können ohne Last ausgekuppelt werden. Entsprechend kann vom vierten Getriebegang IV₂ in den zweiten Getriebegang II unter Last zurückgeschaltet werden.

[0049] Nach dem Hochschalten vom zweiten in den vierten Getriebegang II-IV₂ kann wahlweise über zwei verschiedene vierte Getriebegänge IV_{1,3}, bei denen jeweils die zweite Lastschaltkupplung K2 geschlossen ist, in den fünften Getriebegang V unter Last geschaltet werden. Neben den zwei bereits beschriebenen vierten Getriebegängen IV_{1,2} ist bei dem noch verbleibenden vierten Getriebegang IV₃ die Lastschaltkupplung K2 geschlossen. Die Zahnradkupplung S1 kuppelt das Losrad 26 der Getriebekonstanten C1 mit der Zwischenwelle 14 und die Zahnradkupplung S5 kuppelt das Losrad 30 des Zahnradpaars ZIV/VI mit der Vorgelegewelle 18. Der Kraftfluß verläuft von der Eingangswelle 10 über die zweite Lastschaltkupplung K2, die Zwischenwelle 14, die Zahnradkupplung S1, die Getriebekonstante C1, die Vorgelegewelle 18, die Zahnradkupplung S5 und über das Zahnradpaar ZIV/VI zur Ausgangswelle 20.

Gangwechsel IV₂-VI, VI-IV₂

[0050] Wird vom vierten Getriebegang IV_{1,3} in den sechsten Getriebegang VI hochgeschaltet, wird - falls dieser nicht bereits geschaltet ist - zuerst in den vierten Getriebegang IV₂ unter Last geschaltet, bei dem die erste Lastschaltkupplung K1 geschlossen ist. Anschließend kann durch Überschneidungssteuerung von der Lastschaltkupplung K1 auf K2 vom vierten Getriebegang IV₂ unter Last in den sechsten Getriebegang VI hochgeschaltet werden. Entsprechend kann vom sechsten Getriebegang VI in den vierten Getriebegang IV₂ unter Last zurückgeschaltet werden.

[0051] Vom Getriebegang IV₁ und IV₃ kann jeweils unter Last auf den vierten Getriebegang IV₂ geschaltet werden und umgekehrt. Von dem Getriebegang IV₁ kann unter Last über IV₂ auf IV₃ und von IV₃ kann unter Last über IV₂ auf IV₁ geschaltet werden. Vor einem Schalten aus dem vierten Getriebegang IV_{1,2,3} in einen

Zielgang wird stets der vierte Getriebegang IV_{1, 2, 3} gewählt, von dem aus ein Schalten in den Zielgang unter Last möglich ist.

Gangwechsel III₂-V, V-III₂

[0052] Zum Schalten aus dem dritten Getriebegang III₁ in den fünften Getriebegang V wird zuerst unter Last in den dritten Getriebegang III₂ geschaltet. Das Losrad 26 der ersten Getriebekonstanten C1 wird durch die Zahnradkupplung S1 mit der Zwischenwelle 14 gekuppelt. Durch Überschneidungssteuerung von der Lastschaltkupplung K1 auf die Lastschaltkupplung K2 wird unter Last vom dritten Getriebegang III₁ in den dritten Getriebegang III₂ geschaltet. Der Kraftfluß verläuft im dritten Getriebegang III₂ von der Eingangswelle 10 über die zweite Lastschaltkupplung K2, die Zwischenwelle 14, die Zahnradkupplung S1, die Getriebekonstante C1, die Vorgelegewelle 18, die Zahnradkupplung S5 und über das Zahnradpaar ZIII/IV zur Ausgangswelle 20. Die Zahnradkupplung S2 kann ohne Last ausgekuppelt werden. Anschließend kann unter Last in den fünften Getriebegang V geschaltet werden.

[0053] Entsprechend kann vom fünften Getriebegang V unter Last in den dritten Getriebegang III₂ und vom dritten Getriebegang III₂ unter Last in den dritten Getriebegang III₁ geschaltet werden.

[0054] Neben den beschriebenen Gangwechsel kann von IV₁ nach I₁, von V nach IV₃, II und I₂, von I nach IV₁ und I₂, von II nach V und von I₂ nach V geschaltet werden.

[0055] In den Fig. 3 bis 4 sind weitere Ausführungsbeispiele dargestellt. Nachfolgen werden Unterschiede zu dem bereits beschriebenen Ausführungsbeispiel in Fig. 1 beschrieben. Bezüglich gleichbleibender Bauteile und Funktionen kann auf die Beschreibung zu Fig. 1 verwiesen werden.

[0056] Das Ausführungsbeispiel in Fig. 3 besitzt zwei Teilgetriebe 104, 106 mit einer von dem Ausführungsbeispiel in Fig. 1 abweichenden Zuordnung der Getriebegänge I-VI zu Zahnradpaaren ZI/II, ZII/IV, ZIII/VI, und zwar sind neben den zwei Getriebekonstanten C1, C2 drei Zahnradpaare ZI/II, ZII/IV, ZIII/VI für sechs verschiedene Vorwärtsgtriebegänge I, II, III, IV, V, VI und ein Zahnradpaar ZR für zumindest einen Rückwärtsgtriebegang R angeordnet, wobei ein Zahnrad 74 des dem dritten und sechsten Getriebegang III, VI zugeordneten Zahnradpaars ZIII/VI auf der zweiten Vorgelegewelle 18 und ein Zahnrad 76 des dem zweiten und vierten Getriebegang II, IV zugeordneten Zahnradpaars ZII/IV und ein Zahnrad 34 des dem ersten und zweiten Getriebegang I, II zugeordneten Zahnradpaars ZI/II auf der ersten Vorgelegewelle 16 angeordnet sind. Die Zahnräder 74 und 76 sind als Losräder ausgeführt. Beide Zahnräder 74, 76 können mit der auf der zweiten Vorgelegewelle 18 konzentrisch angeordneten Zahnradkupplung S5 mit der zweiten Vorgelegewelle 18 gekuppelt werden und das Zahnrad 76 kann zudem über die Zahnrad-

kupplung S6 mit der ersten Vorgelegewelle 16 gekuppelt werden. Die Zahnräder 74, 76 kämmen mit auf der Ausgangswelle 20 angeordneten Festrädern 100, 102.

[0057] Bei dem Ausführungsbeispiel in Fig. 4 ist gegenüber dem in Fig. 1 dargestellten Ausführungsbeispiel der höchste Getriebegang, und zwar der sechste Getriebegang VI, als direkter Getriebegang ausgeführt. Die Eingangswelle 10 wird dabei über die Zahnradkupplung S2 mit der Ausgangswelle 20 verbunden. Das Zahnradwechselgetriebe besitzt ein Teilgetriebe 108 mit einem Zahnradpaar ZV für einen fünften Getriebegang V, das ein auf der zweiten Vorgelegewelle 18 angeordnetes Losrad 110 und ein auf der Ausgangswelle 20 angeordnetes Festrädern 112 aufweist. Das Losrad 110 ist wie das Losrad 30 aus Fig. 1 über die Zahnradkupplung S5 mit der zweiten Vorgelegewelle 18 kuppelbar.

Patentansprüche

1. Zahnradwechselgetriebe, bei dem eine Eingangswelle (10) mit einer Ausgangswelle (20) durch zumindest ein erstes und ein zweites Teilgetriebe (22, 24) verbunden ist, die im Kraftfluß parallel zueinander angeordnet sind und je eine reibschlüssige Lastschaltkupplung (K1, K2) und je eine Zwischenwelle (12, 14) aufweisen, wobei jeweils die Zwischenwelle (12, 14) über die Lastschaltkupplung (K1, K2) mit der Eingangswelle (10) wirkungsmäßig verbindbar ist, und mit je Teilgetriebe (22, 24) zumindest einer Getriebekonstanten (C1, C2), die jeweils ein Zahnrad (26, 28) auf einer der beiden Zwischenwellen (12, 14) aufweisen, von denen jedes mit einer zugehörigen parallel zur Eingangswelle (10) angeordneten Vorgelegewelle (16, 18) wirkungsmäßig verbindbar ist,
dadurch gekennzeichnet,
daß zumindest eine Getriebekonstante (C1) mit der ersten und der zweiten Lastschaltkupplung (K1, K2) in Wirkverbindung bringbar ist.
2. Zahnradwechselgetriebe nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet,
daß zumindest ein Zahnrad (26) einer Getriebekonstanten (C1) auf einer Zwischenwelle (12) als Losrad ausgeführt ist und über wenigstens ein Schaltelelement (S2) mit der ersten Lastschaltkupplung (K1) und über ein Schaltelelement (S1) mit der zweiten Lastschaltkupplung (K2) in Wirkverbindung bringbar ist.
3. Zahnradwechselgetriebe nach Anspruch 2,
dadurch gekennzeichnet,
daß das Zahnrad (26) der ersten Getriebekonstanten (C1) auf der ersten Zwischenwelle (12) und das Zahnrad (28) der zweiten Getriebekonstanten (C2) auf der zweiten Zwischenwelle (14) als Losräder ausgeführt sind.

4. Zahnräderwechselgetriebe nach einem der vorhergehenden Ansprüche,
dadurch gekennzeichnet,
daß zumindest die dem niedrigsten Getriebegang (I) zugeordnete Getriebekonstante (C1) mit der ersten und der zweiten Lastschaltkupplung (K1, K2) in Wirkverbindung bringbar ist. 5
5. Zahnräderwechselgetriebe nach Anspruch 4,
dadurch gekennzeichnet,
daß die erste Lastschaltkupplung (K1) und die zweite Lastschaltkupplung (K2) wahlweise einzeln oder gemeinsam über die dem niedrigsten Getriebegang (I) zugeordnete Getriebekonstante (C1) zum Anfahren mit der Ausgangswelle (20) in Wirkverbindung bringbar sind. 10
6. Zahnräderwechselgetriebe nach einem der vorhergehenden Ansprüche,
dadurch gekennzeichnet,
daß die Lastschaltkupplung (K1) des ersten Teilgetriebes (22, 104) über die erste Getriebekonstante (C1) mit einer zur Eingangswelle (10) parallelen zweiten Vorgelegewelle (18) in Wirkverbindung bringbar ist, welche durch zumindest ein dem ersten Teilgetriebe (22, 104) zugeordnetes Zahnradpaar (ZIV/VI, ZIII/VI) mit der Ausgangswelle (20) in Wirkverbindung bringbar ist. 25
7. Zahnräderwechselgetriebe nach Anspruch 6,
dadurch gekennzeichnet,
daß die Ausgangswelle (20) durch zumindest ein ein- und ausrückbares Schaltelement (S2) zur Bildung eines direkten Getriebegangs (V) mit wenigstens einer Zwischenwelle (12) eines Teilgetriebes (22, 104) verbindbar ist. 30
8. Zahnräderwechselgetriebe nach Anspruch 7,
dadurch gekennzeichnet,
daß der direkte Getriebegang der höchste Getriebegang ist. 40
9. Zahnräderwechselgetriebe nach einem der Ansprüche 6 bis 8,
dadurch gekennzeichnet,
daß die Getriebekonstanten (C1, C2) voneinander verschieden sind und zumindest eine Getriebekonstante (C1, C2) über beide Vorgelegewellen (16, 18) mit der Ausgangswelle (20) in Wirkverbindung bringbar ist. 50
10. Zahnräderwechselgetriebe nach einem der Ansprüche 6 bis 9,
dadurch gekennzeichnet,
daß ein Zahnradpaar (ZR) für einen Rückwärtsgetriebegang (R) mit zumindest zwei Getriebekonstanten (C1, C2) in Wirkverbindung bringbar ist. 55
11. Zahnräderwechselgetriebe nach Anspruch 10,
dadurch gekennzeichnet,
daß jedes Zahnradpaar (ZI/II, ZIII/IV, ZIV/VI, ZR, ZII/VI, ZII/IV, ZV,) mit zumindest zwei Getriebekonstanten (C1, C2) in Wirkverbindung bringbar ist.
12. Zahnräderwechselgetriebe nach einem der Ansprüche 6 bis 11,
dadurch gekennzeichnet,
daß die Vorgelegewellen (16, 18) konzentrisch angeordnet und durch zumindest ein Schaltelement (S4) miteinander wirkungsmäßig verbindbar sind.
13. Zahnräderwechselgetriebe nach Anspruch 12,
dadurch gekennzeichnet,
daß das Schaltelement (S4) auf der den Lastschaltkupplungen (K1, K2) zugewandten Seite der zweiten Vorgelegewelle (18) angeordnet ist.
14. Zahnräderwechselgetriebe nach einem der vorhergehenden Ansprüche,
dadurch gekennzeichnet,
daß ein dem ersten Teilgetriebe (22) zugeordnetes Zahnradpaar (ZIV/VI) und ein dem zweiten Teilgetriebe (24) zugeordnetes Zahnradpaar (ZIII/IV) einem dem direkten Getriebegang (V) nächst kleineren Getriebegang (IV) zugeordnet ist.
15. Zahnräderwechselgetriebe nach einem der vorhergehenden Ansprüche,
dadurch gekennzeichnet,
daß ein Zahnradpaar (ZI/II) dem niedrigsten und zweitniedrigsten Getriebegang (I, II) zugeordnet ist.
16. Zahnräderwechselgetriebe nach Anspruch 15,
dadurch gekennzeichnet,
daß das Zahnradpaar (ZI/II) von den den Vorwärtsgetriebegängen (I, II, III, IV, V, VI) zugeordneten Zahnradpaaren (ZIV/VI, ZIII/IV, ZV, ZIII/VI, ZII/IV) am nächsten zu einer Wellenlagerung der Ausgangswelle (20) in einem Getriebegehäuse angeordnet ist.
17. Zahnräderwechselgetriebe nach einem der vorhergehenden Ansprüche,
dadurch gekennzeichnet,
daß ein Zahnrad (30) für den höchsten Getriebegang (VI) auf einer zweiten Vorgelegewelle (18) angeordnet ist, die einen größeren Durchmesser aufweist als die erste Vorgelegewelle (16).
18. Zahnräderwechselgetriebe nach einem der vorhergehenden Ansprüche,
dadurch gekennzeichnet,
daß Schaltelemente (S3, S4, S5, S6) der Teilgetriebe axial versetzt angeordnet sind.
19. Zahnräderwechselgetriebe nach einem der vorher-

gehenden Ansprüche,
dadurch gekennzeichnet,
daß neben den zwei Getriebekonstanten (C1, C2) drei Zahnradpaare (ZI/II, ZII/IV, ZIV/VI) für sechs verschiedene Vorwärtsgetriebegänge (I, II, III, IV, V, VI) und ein Zahnradpaar (ZR) für zumindest einen Rückwärtsgetriebegang (R) angeordnet sind und ein Zahnrad (30) des dem vierten und sechsten Getriebegang (IV, VI) zugeordneten Zahnradpaars (ZIV/VI) auf einer zweiten Vorgelegewelle (18), ein Zahnrad (32) des dem dritten und vierten Getriebegang (III, IV) zugeordneten Zahnradpaars (ZIII/IV) und ein Zahnrad (34) des dem ersten und zweiten Getriebegang (I, II) zugeordneten Zahnradpaars (ZI/II) auf der ersten Vorgelegewelle (16) angeordnet ist.

20. Zahnräderwechselgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 18,

dadurch gekennzeichnet,
daß neben den zwei Getriebekonstanten (C1, C2) drei Zahnradpaare (ZI/II, ZII/IV, ZIII/VI) für sechs verschiedene Vorwärtsgetriebegänge (I, II, III, IV, V, VI) und ein Zahnradpaar (ZR) für zumindest einen Rückwärtsgetriebegang (R) angeordnet sind und ein Zahnrad (74) des dem dritten und sechsten Getriebegang (III, VI) zugeordneten Zahnradpaars (ZIII/VI) auf einer zweiten Vorgelegewelle (18) und ein Zahnrad (76) des dem zweiten und vierten Getriebegang (II, IV) zugeordneten Zahnradpaars (ZII/IV) und ein Zahnrad (34) des dem ersten und zweiten Getriebegang (I, II) zugeordneten Zahnradpaars (ZI/II) auf der ersten Vorgelegewelle (16) angeordnet ist.

Claims

1. Gearing in which a primary shaft (10) is connected to an output shaft (20) by at least a first and a second gear section (22, 24) that are disposed parallel to each other in the transmission of power and each have a frictionally connecting load isolator coupling (K1, K2) and each have an intermediate shaft (12, 14), whereby, in each case, the intermediate shaft (12, 14) can be functionally connected to the primary shaft (10) by means of the load isolator coupling (K1, K2), and at least one gearing constant (C1, C2), with each gear section (22, 24), that in each case has a gear wheel (26, 28) on one of the two intermediate shafts (12, 14), each of which can be connected to an associated countershaft (16, 18) disposed parallel to the primary shaft (10),
characterized in that
at least one gearing constant member (C1) can be brought into operative connection with the first and the second load isolator coupling (K1, K2).

2. Gearing in accordance with claim 1,
characterized in that
at least one gear wheel (26) of a gear constant (C1) on an intermediate shaft (12) is implemented as a removable wheel and can be brought into operative connection with the first load isolator coupling (K1), by means of at least one connection element (S2), and can be brought into operative connection with the second load isolator coupling (K2) by means of a connection element (S2).

3. Gearing in accordance with claim 2,
characterized in that
the gear wheel (26) of the first gear constant (C1) is implemented on the first intermediate shaft (12), and the gear wheel (28) of the second gear constant (C2) is implemented on the second intermediate shaft (14), as removable wheels.

4. Gearing in accordance with one of the preceding claims,
characterized in that that at least gearing constant member (C1), associated with the lowest speed (I), can be brought into operative connection with the first and the second load isolator coupling (K1, K2).

5. Gearing in accordance with claim 4,
characterized in that
the first load isolator coupling (K1) and the second load isolator coupling (K2) can be selectively separately or jointly brought into operative connection, by means of the gear constant (C1) associated with the lowest speed (I), for starting with the output shaft (20).

6. Gearing in accordance with one of the preceding claims,
characterized in that
the load isolator coupling (K1) of the first gear section (22, 104) can be brought into operative connection with a second countershaft (18), that can be brought into operative connection with the output shaft (20) by means of at least one of the pair of gear wheels (ZIV/VI, ZIII/VI) that is associated with the first gear section (22, 104), and that is aligned parallel to the primary shaft (10).

7. Gearing in accordance with claim 6,
characterized in that
the primary shaft (20) can be brought into operative connection, by means of at least one engaging and disengaging connection element (S2), with at least one intermediate shaft (12) of a gear section (22, 104), to form a direct gear stage (V).

8. Gearing in accordance with claim 7,
characterized in that
the direct gear stage is the highest gear stage.

9. Gearing in accordance with one of claims 6 to 8, **characterized in that** the gear constants (C1, C2) differ from each other and at least one gear constant (C1, C2) can be brought into operative contact with the output shaft (20) by means of both countershafts (16, 18).
10. Gearing in accordance with one of claims 6 to 9, **characterized in that** one gear wheel pair (ZR) for a reverse gear (R) can be brought into operative contact with at least two gear constants (C1, C2).
11. Gearing in accordance with claim 10, **characterized in that** each gear wheel (ZI/II, ZIII/IV, ZIV/VI, ZR, ZIII/VI, ZII/IV, ZV) can be brought into operative contact with at least two gear constant members (C1, C2).
12. Gearing in accordance with one of claims 6 to 11, **characterized in that** the countershafts (16, 18) are concentrically arranged and can be connected to each other by means of at least one connection element (S4).
13. Gearing in accordance with claim 12, **characterized in that** the connection element (S4) is disposed on the side of the second countershaft (18) facing the load isolator coupling (K1, K2).
14. Gearing in accordance with one of the preceding claims, **characterized in that** a gear wheel pair (ZIV/VI) associated with the first gear section (22), and a gear wheel pair (ZIII/VI) associated with the second gear section (24), are associated with the next smallest gear stage (IV) after the direct gear stage (V).
15. Gearing in accordance with one of the preceding claims, **characterized in that** a gear wheel pair (ZI/II) is associated with the lowest and second lowest gear stage (I/II).
16. Gearing in accordance with claim 15, **characterized in that** the gear wheel pair (ZI/II) is disposed closest to the shaft bearing of the output shaft (20), in a gear housing, closer than the other gear wheel pairs (ZIV/VI, ZII/IV, ZV, ZIII/VI, ZII/IV) that are associated with the forward gears (I, II, III, IV, V, VI).
17. Gearing in accordance with one of the preceding claims, **characterized in that** a gear wheel (30) for the highest stage (VI) is disposed on a second countershaft (18) that has a larger diameter than the first countershaft (16).
18. Gearing in accordance with one of the preceding claims, **characterized in that** the connection elements (S3, S4, S5, S6) are disposed axially displaced in relation to the gear sections.
19. Gearing in accordance with one of the preceding claims, **characterized in that** three gear wheel pairs (ZI/II, ZIII/IV, ZIV/VI) for six different forward gear stages (I, II, III, IV, V, VI) and a gear wheel pair (ZR) for at least one reverse gear stage (R) are disposed next to the gearing constant members (C1, C2), and a gear wheel (30) of the gear wheel pair (ZIV/VI), associated with the fourth and sixth gear stage (IV, VI), is disposed on a second countershaft (18), and the gear wheel (32) of the gear wheel pair (ZIII/IV), associated with the third and fourth gear stage (III, IV), and a gear wheel (34) of the gear wheel pair (ZI/II), associated with the first and second stages (I, II), are disposed on the first countershaft (16).
20. Gearing in accordance with one of claims 1 to 18, **characterized in that** three gear wheel pairs (ZI/II, ZII/IV, ZIII/VI) for six different forward gear stages (I, II, III, IV, V, VI) and a gear wheel pair (ZR) for at least one reverse gear stage (R) are disposed next to the gearing constant members (C1, C2), and a gear wheel (74) of the gear wheel pair (ZIII/VI), associated with the third and sixth gear stage (III, VI), is disposed on a second countershaft (18), and a gear wheel (76) of the gear wheel pair (ZII/IV), associated with the second and fourth gear stage (II, IV), and a gear wheel (34) of the gear wheel pair (ZI/II), associated with the first and second stages (I, II), are disposed on the first countershaft (16).

Revendications

1. Boîte de vitesses à commutation d'engrenages, dans laquelle un arbre d'entrée (10) est relié à un arbre de sortie (20) par au moins une première et une deuxième transmission partielle (22, 24) qui sont agencées parallèlement l'une à l'autre dans le flux des forces et qui comprennent chacune un embrayage en charge (K1, K2) en coopération de friction et chacune un arbre intermédiaire (12, 14), l'arbre intermédiaire respectif (12, 14) étant susceptible d'être amené en liaison d'action à l'arbre d'entrée (10) via l'embrayage en charge (K1, K2), et présentant au moins une constante de transmission

- (C1, C2) par transmission partielle (22, 24), qui présentent chacune un engrenage (26, 28) sur l'un des deux arbres intermédiaires (12, 14), dont chacun est susceptible d'être amené en liaison d'action à un arbre de renvoi associé (16, 18) agencé parallèlement à l'arbre d'entrée (10),
caractérisée en ce qu'au moins une constante de transmission (C1) peut être amenée en liaison d'action avec le premier et avec le deuxième embrayage en charge (K1, K2).
2. Boîte de vitesses à commutation d'engrenages selon la revendication 1, **caractérisée en ce qu'**au moins un engrenage (26) d'une constante de transmission (C1) sur un arbre intermédiaire (12) est réalisé sous forme d'engrenage fou et est susceptible d'être amené en liaison d'action au premier embrayage en charge (K1) via au moins un élément de commutation (S2) et au deuxième embrayage en charge (K2) via un élément de commutation (S1).
 3. Boîte de vitesses à commutation d'engrenages selon la revendication 2, **caractérisée en ce que** l'engrenage (26) de la première constante de transmission (C1) sur le premier arbre intermédiaire (12) et l'engrenage (28) de la deuxième constante de transmission (C2) sur le deuxième arbre intermédiaire (14) sont réalisés sous forme d'engrenages fous.
 4. Boîte de vitesses à commutation d'engrenages selon l'une des revendications précédentes, **caractérisée en ce qu'**au moins la constante de transmission (C1) associée au plus petit rapport de vitesse (I) est susceptible d'être amenée en liaison d'action avec le premier et avec le deuxième embrayage en charge (K1, K2).
 5. Boîte de vitesses à commutation d'engrenages selon la revendication 4, **caractérisée en ce que** le premier embrayage en charge (K1) et le deuxième embrayage en charge (K2) sont susceptibles d'être amenés, au choix individuellement ou conjointement, en liaison d'action avec l'arbre de sortie (20) via la constante de transmission (C1) associée au plus petit rapport de vitesse (I) pour le démarrage.
 6. Boîte de vitesses à commutation d'engrenages selon l'une des revendications précédentes, **caractérisée en ce que** l'embrayage en charge (K1) de la première transmission partielle (22, 104) est susceptible d'être amené en liaison d'action, via la première constante de transmission (C1), avec un deuxième arbre de renvoi (18) parallèle à l'arbre d'entrée (10) et susceptible d'être amené en liaison d'action avec l'arbre de sortie (20) via au moins une paire d'engrenages (ZIV/VI, ZIII/VI) associée à la première transmission partielle (22, 104).
 7. Boîte de vitesses à commutation d'engrenages selon la revendication 6, **caractérisée en ce que** l'arbre de sortie (20) est susceptible d'être relié à au moins un arbre intermédiaire (12) d'une transmission partielle (22, 104) via au moins un élément de commutation embrayable et débrayable (S2) pour former un rapport de vitesses direct (V).
 8. Boîte de vitesses à commutation d'engrenages selon la revendication 7, **caractérisée en ce que** le rapport de vitesses direct est le rapport de vitesses le plus élevé.
 9. Boîte de vitesses à commutation d'engrenages selon l'une des revendications 6 à 8, **caractérisée en ce que** les constantes de transmission (C1, C2) diffèrent l'une de l'autre et au moins une constante de transmission (C1, C2) est susceptible d'être amenée en liaison d'action avec l'arbre de sortie (20) via les deux arbres de renvoi (16, 18).
 10. Boîte de vitesses à commutation d'engrenages selon l'une des revendications 6 à 9, **caractérisée en ce qu'**une paire d'engrenages (ZR) pour un rapport de vitesses de marche arrière (R) est susceptible d'être amenée en liaison d'action avec au moins deux constantes de transmission (C1, C2).
 11. Boîte de vitesses à commutation d'engrenages selon la revendication 10, **caractérisée en ce que** chaque paire d'engrenages (ZII/II, ZIII/VI, ZIV/VI, ZR, ZIII/VI, ZII/IV, ZV) est susceptible d'être amenée en liaison d'action avec au moins deux constantes de transmission (C1, C2).
 12. Boîte de vitesses à commutation d'engrenages selon l'une des revendications 6 à 11, **caractérisée en ce que** les arbres de renvoi (16, 18) sont agencés concentriquement et sont susceptibles d'être amenés en liaison d'action l'un à l'autre par au moins un élément de commutation (S4).
 13. Boîte de vitesses à commutation d'engrenages selon revendication 12, **caractérisée en ce que** l'élément de commutation (S4) est agencé sur le côté du deuxième arbre de renvoi (18), côté qui est tourné vers les embrayages en charge (K1, K2).
 14. Boîte de vitesses à commutation d'engrenages selon l'une des revendications précédentes, **caractérisée en ce que** une paire d'engrenages (ZIV/VI) associée à la première transmission partielle (22) et une paire d'engrenages (ZIII/IV) associée à la deuxième transmission partielle (24) sont associées à un rapport de vitesses (IV) plus petit suivant le rapport de vitesses direct (V).

15. Boîte de vitesses à commutation d'engrenages selon l'une des revendications précédentes, **caractérisée en ce qu'une** paire d'engrenages (ZI/II) est associée au rapport de vitesses le plus petit et à celui suivant le plus petit (I, II). 5
16. Boîte de vitesses à commutation d'engrenages selon la revendication 15, **caractérisée en ce que** la paire d'engrenages (ZI/II) parmi les paires d'engrenages (ZIV/VI, ZIII/IV, ZV, ZII/VI, ZII/IV) associées aux rapports de vitesses de marche avant (I, II, III, IV, V, VI) est agencée au plus près d'un palier de l'arbre de sortie (20) dans un carter de boîte de vitesses. 10 15
17. Boîte de vitesses à commutation d'engrenages selon l'une des revendications précédentes, **caractérisée en ce qu'un** engrenage (30) pour le rapport de vitesses le plus élevé (VI) est agencé sur un deuxième arbre de renvoi (18) qui présente un diamètre supérieur à celui du premier arbre de renvoi (16). 20
18. Boîte de vitesses à commutation d'engrenages selon l'une des revendications précédentes, **caractérisée en ce que** les éléments de commutation (S3, S4, S5, S6) des transmissions partielles sont agencés en décalage axial. 25
19. Boîte de vitesses à commutation d'engrenages selon l'une des revendications précédentes, **caractérisée en ce qu'il** est prévu, à côté des deux constantes de transmission (C1, C2), trois paires d'engrenages (ZI/II, ZIII/IV, ZIV/VI) pour six rapports de vitesses de marche avant différents (I, II, III, IV, V, VI) et une paire d'engrenages (ZR) pour au moins un rapport de vitesses de marche arrière (R), et un engrenage (30) de la paire d'engrenages (ZIV/VI) associée au quatrième et au sixième rapport de vitesses (VI, VI) est agencé sur un deuxième arbre de renvoi (18), un engrenage (32) de la paire d'engrenages (ZIII/IV) associée au troisième et au quatrième rapport de vitesses (III, IV) et un engrenage (34) de la paire d'engrenages (ZI/II) associée au premier et au deuxième rapport de vitesses (I, II) sont agencés sur le premier arbre de renvoi (16). 30 35 40 45
20. Boîte de vitesses à commutation d'engrenages selon l'une des revendications 1 à 18, **caractérisée en ce qu'il** est prévu, à côté des deux constantes de transmission (C1, C2), trois paires d'engrenages (ZI/II, ZII/IV, ZIII/VI) pour six rapports de vitesses de marche avant différents (I, II, III, IV, V, VI) et une paire d'engrenages (ZR) pour au moins un rapport de vitesses de marche arrière (R), et un engrenage (74) de la paire d'engrenages (ZIII/VI) associée au troisième et au sixième rapport de vitesses (III, VI) est agencé sur un deuxième arbre de renvoi (18), 50 55

un engrenage (76) de la paire d'engrenages (ZII/IV) associée au deuxième et au quatrième rapport de vitesses (II, IV) et un engrenage (34) de la paire d'engrenages (ZI/II) associée au premier et au deuxième rapport de vitesses (I, II) sont agencés sur le premier arbre de renvoi (16).

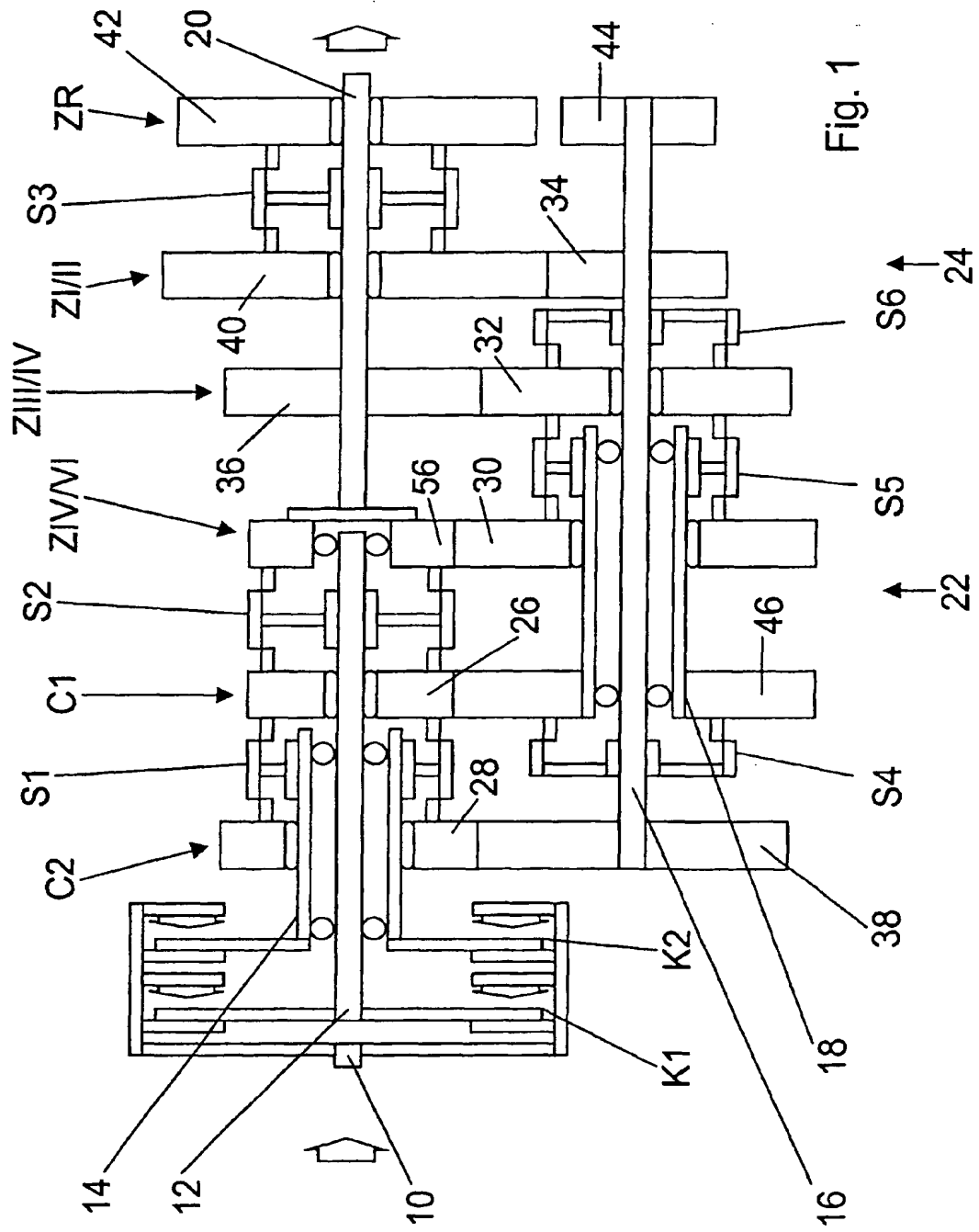


Fig. 1

Z	Q	GS	K2					K1				K2	
			IV ₁	VI	III ₂	IV ₃	V	IV ₂	III ₁	I ₁	II	I ₂	
K2	IV ₁	S1(C2), S6					X	X	X	X			
	VI	S1(C2), S4, S5(ZIV/VI)					X	X	-	-			
	III ₂	S1(C1), S5(ZIII/IV)					X	-	X	-			
	IV ₃	S1(C1), S5(ZIV/VI)					X	X	-	-			
K1	V	S2(ZIV/VI)	X	X	X	X					X	X	
	IV ₂	S2(C1), S5(ZIV/VI)	X	X	-	X					X	-	
	III ₁	S2(C1), S5(ZIII/IV)	X	-	X	-					X	-	
	I ₁	S2(C1), S4 S3(ZI/II)	X	-	-	-					X	X	
K2	II	S1(C2), S3(ZI/II)					X	X	X	X			
	I ₂	S1(C1), S4, S3(ZI/II)					X	-	-	X			

Fig. 2

